

*Канд. техн. наук, доцент Рутковский А. Ю.,  
аспирант Коробейников Ю. В.  
аспирант Мулов Д. В.,  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЖЕСТКОСТИ УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В СИСТЕМАХ ВИБРОЗАЩИТЫ БУРИЛЬНЫХ МАШИН**

*Запропоновані нові конструкції віброзахистних систем бурильних машин ударно-обертальної та обертальної дії. Виконані експериментальні дослідження жорсткості канатних віброізоляторів та отримані рівняння регресії.*

### **Проблема и её связь с научными и практическими задачами.**

Опыт эксплуатации бурильных установок для бурения шпуров на шахтах Луганской области показывает, что с повышением крепости пород более 14 ед. по шкале проф. Протодряконова происходит резкий рост динамической нагруженности деталей и узлов бурильных машин ударно-вращательного и вращательного действия. Так при прохождении квершлага на шахте Должанская-Капитальная по породам крепостью 17 единиц стойкость хвостовиков УБШ 312 составляла 12-15 пробуренных шпуров длиной 3 м, долотчатых коронок – 1 шпур, поршней и цилиндров – 2-3 рабочие смены. Крепежные болты и соединительные фланцы вращателя не выдерживали интенсивных ударных нагрузок и выходили из строя. Скорость проведения составляла 10-12 м/месяц. Так как выработка была важна для предприятия и никакими другими способами ее пройти было невозможно, то приходилось ежедневно изготавливать новые хвостовики, спускать в шахту, разбирать бурильную установку и работать до очередного отказа. На рис. 1,а представлены поршни и цилиндры, пришедшие в негодность из-за разбивания цилиндрических поверхностей, а на рис.1,б показаны хвостовики, которые приходилось менять в течение смены.

Наибольшее распространение на шахтах Донбасса находят бурильные машины вращательного действия, которые размещаются на манипуляторах погрузочных машин типа 2ПНБ-2Б. При бурении пород высокой крепости на детали редукторов вращателей (зубчатые колеса, валы и подшипники) действуют импульсные крутильные нагрузки, приводящие к выкрашиванию и смятию зубьев, разламыванию валов и раз-

рушению подшипниковых узлов. Характерные поломки деталей вращателей представлены на рис. 2.

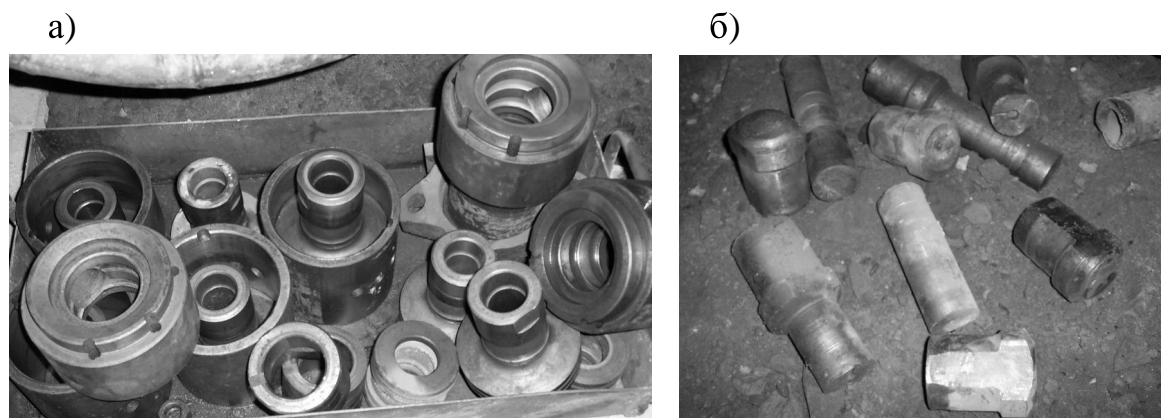


Рисунок 1 – Характерные поломки бурильных машин ударно-вращательного действия

- а – износ цилиндрических поверхностей поршней и цилиндров;
- б – разрушение хвостовиков

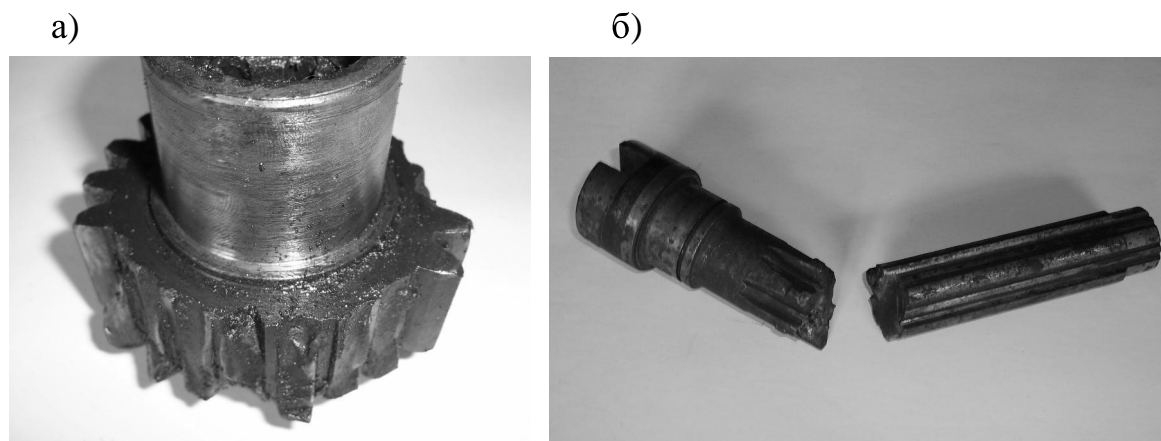


Рисунок 2 – Характерные поломки бурильных машин вращательного действия

- а – разрушение зубьев зубчатого колеса редуктора;
- б – разлом вала, передающего крутящий момент от двигателя к буровой штанге

### **Анализ исследований и публикаций.**

Для защиты бурильных машин от виброударных нагрузок было предложено много вариантов конструктивного исполнения амортизирующих устройств. Исследовались резиновые, металорезиновые,

пружинные, гидравлические, пневматические виброизоляторы [1], однако, как показывает опыт промышленной эксплуатации, широкого применения для шахтных бурильных установок они не нашли. Перспективными, с точки зрения высоких упруго-демпфирующих свойств, прочности, малой стоимости и простоты изготовления, являются виброизоляторы, выполненные из отрезков стального каната.

### Постановка задачи.

Для защиты элементов бурильных машин от импульсных ударных нагрузок, нами были разработаны новые конструкции виброзащитных систем для бурильных головок ударно-вращательного и вращательного действия, в которых основными элементами, обеспечивающими снижение ударных воздействий и демпфирование колебаний, являются стержневые канатные виброизоляторы с малой рабочей длиной.

На рис. 3 представлены разработанные конструкции данных систем, на которые получены патенты Украины (№ 6142 7E21B19/08, №10495 7E21B19/081) [2, 3].

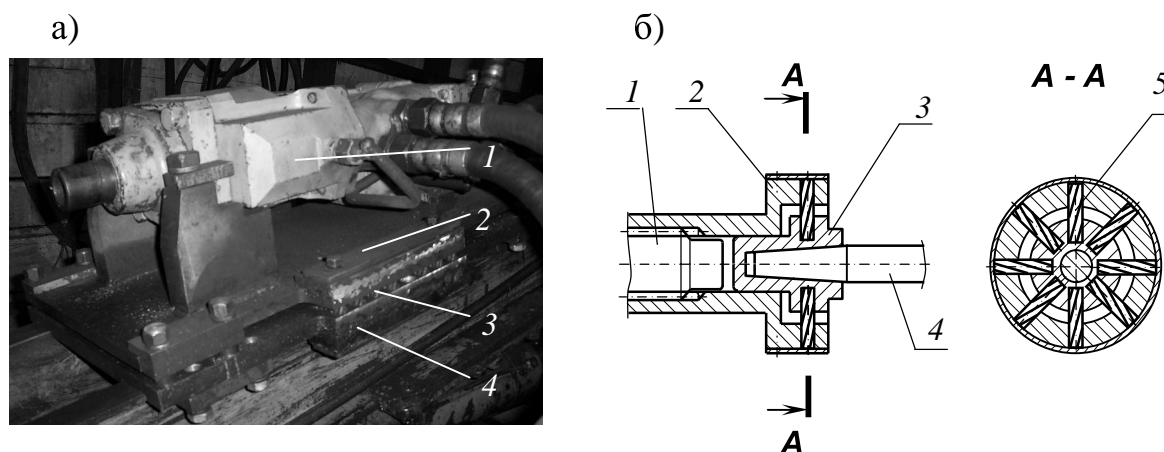


Рисунок 3 – Разработанные конструкции виброзащитных систем  
 а – для бурильных машин ударно-вращательного действия;  
 б – для бурильных машин вращательного действия

На рис. 3,а упруго-демпфирующие элементы 3 размещены между верхней 2 и нижней 4 плитами каретки, на которой установлена бурильная головка 1. На рис.3,б такие же элементы 5 установлены в радиальных направлениях между внешней обоймой 2, получающей вращение от вала редуктора 1 и внутренней обоймы 3, в которой закреплена бурильная штанга 4. Введение упруго-демпфирующих элементов, как показали ранее проведенные исследования, способствует снижению уровней ударных нагрузок в 3 и более раз. Однако для более широкого анализа защитных свойств и моделирования систем виброзащиты необходимо получить зависимости характеристик жесткости канатных виброизоля-

торов от действия продольных и крутильных нагрузок. Кроме того, так как жесткость данных виброизоляторов зависит от рабочей длины каната, то необходимо получить полиномиальные зависимости продольной и крутильной жесткости от двух факторов: величины нагружения (продольного усилия или крутящего момента) и рабочей длины канатов.

### Изложение материала и результаты.

Для выяснения характеристик жесткости стержневых канатных виброизоляторов были проведены экспериментальные исследования. Для упругих элементов, выполненных из каната ГОСТ 2688-80  $\phi 15$  мм, размещенных в каретке между верхней и нижней плитами (рис.3,а) и воспринимающих продольную (вдоль направления бурения) нагрузку, жесткость определялась при приложении осевого усилия подачи подающим механизмом. Буровая штанга при этом упиралась через динамометр в забой, а взаимное смещение верхней и нижней плит каретки фиксировалось индикатором часового типа. Были исследованы варианты с рабочей длиной каната  $L = 10, 15, 20, 25$  мм. Рабочая длина устанавливалась путем увеличения или уменьшения зазора между соединяемыми деталями. Полученные экспериментальные зависимости смещения  $\delta$  верхней плиты относительно нижней при приложении продольной нагрузки  $F$  представлены на рис. 4.

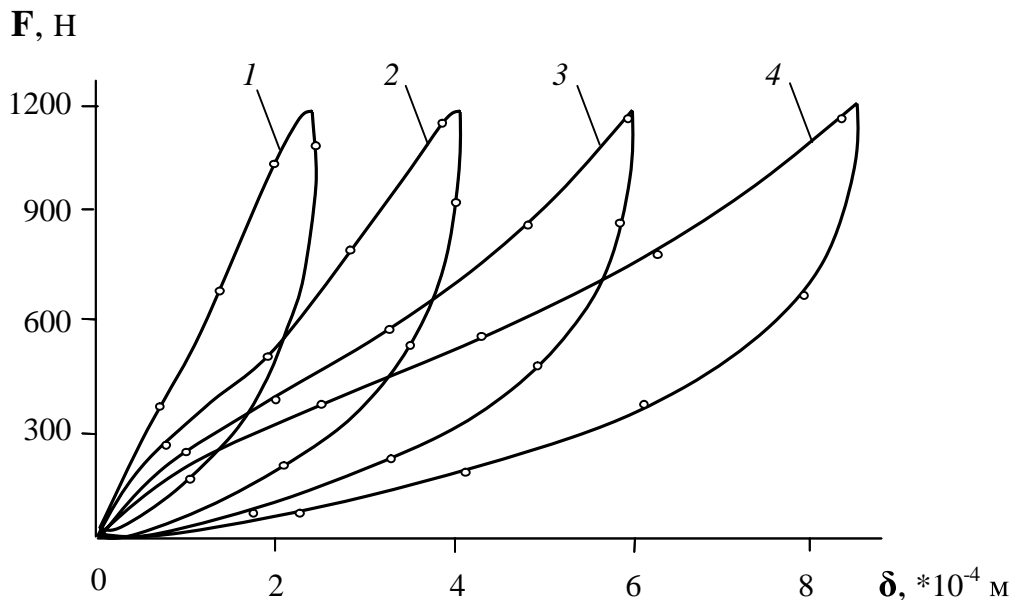


Рисунок 4 – Зависимость смещения  $\delta$  от величины продольного усилия  $F$  (в расчете на один виброизолятор)

1 – при рабочей длине каната  $L = 5$  мм; 2 – при  $L = 10$  мм;  
4 – при  $L = 15$  мм; 4 – при  $L = 20$  мм.

Для определения крутильной жесткости в случае размещения виброизоляторов в муфтах бурильных машин вращательного действия (рис. 3б) был разработан специальный стенд, фотография которого представлена на рис. 5,а. Отрезки 1 из каната ГОСТ 2688-80  $\varnothing 18$  мм закреплялись внешними концами в неподвижных втулках 2, а внутренние концы канатов были размещены во втулке 3, имеющей возможность свободного вращения в подшипниковом узле относительно центра круга. К центральной втулке прикладывался крутящий момент и регистрировалось угловое смещение. Были проанализированы варианты с рабочей длиной каната  $L = 5, 10, 15, 20, 25$  мм. Экспериментальные зависимости крутильной жесткости для случаев нагружения и разгрузки представлены на рис. 5,б.

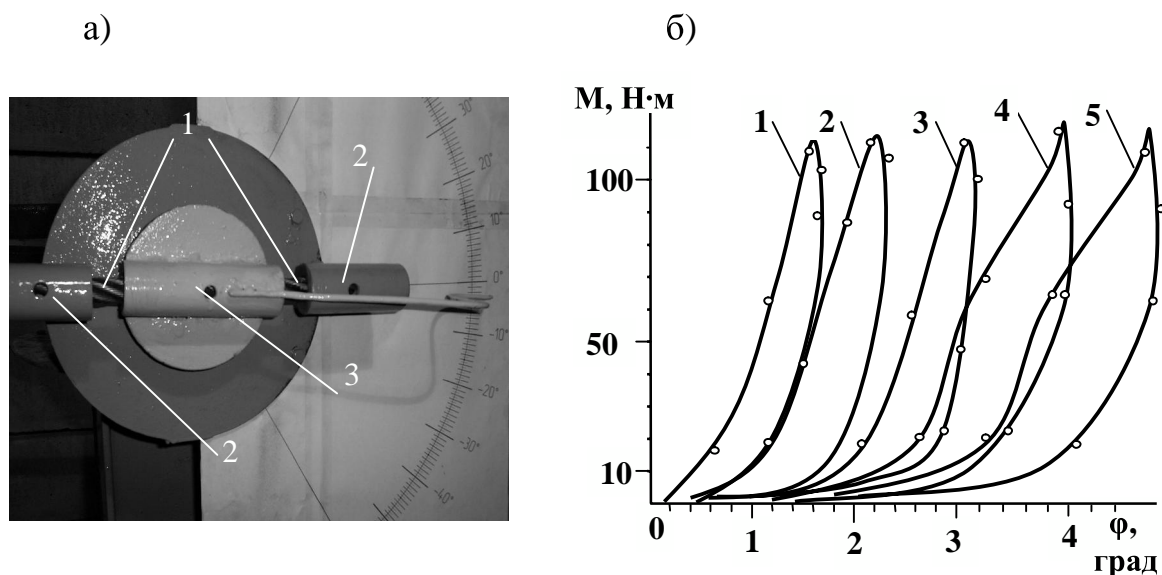


Рисунок 5 – Исследование упруго-демпфирующих элементов

а – стенд для испытания на крутильную жесткость;

б – зависимость угла поворота  $\varphi$  от величины крутящего момента  $M$  (в расчете на два симметричных расположенных виброизолятора) 1 – при рабочей длине (одного) отрезка стального каната  $L = 5$  мм; 2 – при  $L = 10$  мм; 3 – при  $L = 15$  мм; 4 – при  $L = 20$  мм; 5 – при  $L = 25$  мм.

Для получения регрессионных зависимостей коэффициентов жесткости от двух факторов: рабочей длины канатных виброизоляторов и величины прикладываемой нагрузки был использован метод многомерной регрессии (приближения поверхностей в трехмерном пространстве). Для этого были подготовлены таблицы соответствий массивов значений функции смещения (продольного или углового) от значений двумерного массива факторов продольного смещения ( $L, F$ ) и углового ( $L, M$ ). От-

дельно рассматривались случаи нагружения и разгрузки. Многомерная регрессия была выполнена в среде MathCad и получены наиболее близкие к совокупности заданных точек поверхности, представленные на рис. 6.

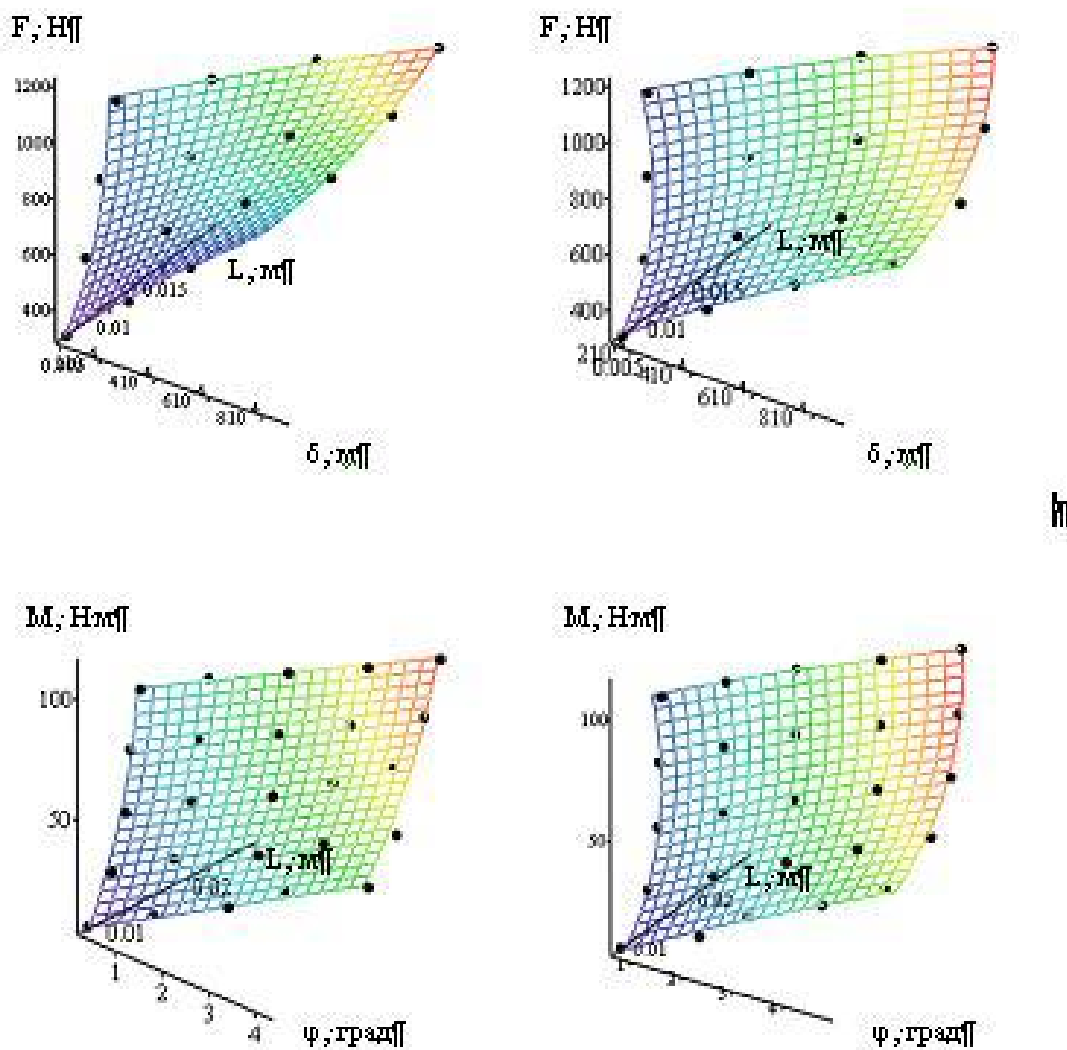


Рисунок 6 – Результаты многомерной регрессии экспериментальных данных:

- а, б – при приложении продольного усилия подачи (для случаев нагружения и разгрузки согласно рис.4);
- в, г – при приложении крутящего момента (для случаев нагружения и разгрузки согласно рис.5,б).

Как видно из приведенных графиков, полученные поверхности регрессий довольно точно описывают экспериментальные данные, выделенные точками. Среднеквадратическая погрешность не превышает 5%. Для извлечения коэффициентов аппроксимирующих полиномов из матрицы полученных решений использовалась программа, приведенная ниже.

```

Step(v,Nvar,deg) := | for i ∈ 0..deg    if Nvar = 1
                    |   vi,0 ← vi,0 + i
                    | for i ∈ 0..Nvar-1  if deg = 1
                    |   vi,i ← vi,i + 1
                    | otherwise
                    |   inc ← Nterms(Nvar,deg-1)
                    |   for i ∈ 0..inc-1
                    |     vi,Nvar-1 ← vi,Nvar-1 + 1
                    |   v ← stack(Step(submatrix(v,0,inc-1,0,cols(v)-1),Nvar,deg-
                    |     -1),Step(submatrix(v,inc,rows(v)-1,0,cols(v)-
                    |     -1),Nvar-1,deg))
                    | v

```

```

COrder(Nvar,deg) := | VNterms(Nvar,deg)-1, Nvar-1 ← 0
                    | Step(v,Nvar,deg)

```

В результате для анализируемых экспериментальных данных были получены следующие полиномиальные зависимости.

Для случая приложения продольного усилия подачи (рис. 4):

– при нагрузке:

$$\delta(L,P) = -3,063 \cdot 10^{-5} - 0,012L - 2,956 \cdot 10^{-7} \cdot F + 0,412 \cdot L^2 - 2,049 \cdot 10^{-10} \cdot F^2 + 3,77 \cdot 10^{-5} \cdot L \cdot F;$$

– при разгрузке:

$$\delta(L,P) = 1,34 \cdot 10^{-4} - 4,843 \cdot 10^{-3} \cdot L + 1,92 \cdot 10^{-7} \cdot F + 0,792 \cdot L^2 - 2,45 \cdot 10^{-11} \cdot F^2 + 2,77 \cdot 10^{-5} \cdot L \cdot F$$

Для случая приложения крутящего момента (рис.5,б):

– при нагрузке:

$$\varphi(L,M) = -0,318 + 112,9L + 0,015M - 11,43 \cdot L^2 - 5,722 \cdot 10^{-5} \cdot M^2 + 0,25 \cdot L \cdot F;$$

– при разгрузке:

$$\varphi(L,M) = 0,215 + 89,567L + 0,019M + 1,434 \cdot 10^3 \cdot L^2 - 1,362 \cdot 10^{-4} \cdot M^2 + 0,369 \cdot L \cdot F$$

### **Выводы и направления дальнейших исследований.**

Полученные в работе зависимости могут быть использованы для оценки эффективности применения виброзащитных систем бурильных машин на этапе проектирования, в частности при оптимизации параметров этих систем. Анализ может быть проведен для любой величины рабочей длины канатных элементов без проведения предварительных экспериментальных исследований, так как свойства описываются полученными в работе моделями.

Кроме того, рассматриваемые упруго-демпфирующие элементы могут быть успешно применены в других, отличных от бурильных машин системах, например в подножках машинистов погрузочных машин, подвесках кабин, опорах грохотов, виброконвейеров и других установках. Найденные закономерности могут быть использованы для расчета динамики этих установок.

*Предложены новые конструкции виброзащитных систем бурильных машин ударно-вращательного и вращательного действия. Проведены экспериментальные исследования жесткости канатных виброизоляторов и получены уравнения регрессии.*

*The new constructions of systems protection for the drilling machines of a shock - rotary and rotary operation are offered. The experimental researches the rigidity of vibration isolator from a rope are carried out and the equations of a regression are obtained.*

### **Библиографический список.**

1. Горбунов В.Ф. Канатные виброизоляторы для защиты операторов горных машин / В.Ф. Горбунов, И.Г. Резников – Новосибирск: Наука, 1988. – 168 с.
2. Патент 6142 Україна, МПК<sup>7</sup> 7 E21B19/08 Подавач/ О.Ю.Рутковский, В.О.Сурело; заявник та патентовласник Донбас. держ. техн.ун-т.-№20041008156; заявл. 08.10.04; опубл. 15.04.05, Бюл. №4. - 2с.
3. Патент 10495 Україна, МПК<sup>7</sup> 7 E21B19/081 Бурильна машина/ О.Ю.Рутковский, В.О.Сурело, Ю.В.Коробейніков, Д.В.Мулов, М.О.Рутковський; заявник та патентовласник Донбас. держ. техн. ун-т. - №и200504260; заявл. 04.05.05; опубл. 15.11.05, Бюл. №11. - 4с.